

Paweł ROMANOWICZ¹, Henryk SANECKI²

WPLYW WCISKU POMIĘDZY KOŁEM A CZOPEM OSI POJAZDU SZYNOWEGO NA STAN NAPRĘŻEŃ W STREFIE PRZEJŚCIOWEJ

Streszczenie. Przedmiotem pracy jest analiza wpływu wcisku pomiędzy kołem a czopem osi pojazdu szynowego, a także wybranych wymiarów osi na stan naprężeń w strefie przejściowej w sąsiedztwie połączenia: piasta koła - czop osi. Istotną rolę w działaniu występującego tam karbu zmęczeniowego odgrywa połączenie wciskowe i należy zbadać jego ilościowe oddziaływanie na efekty naprężeniowo-odkształceniowe. Do zbadania zjawiska zastosowano metodę elementów skończonych z elementami trójwymiarowymi oraz z kontaktem. Zagadnienie jest ważne ze względu na coraz większą prędkość jazdy współczesnych pojazdów pasażerskich oraz na zagrożenie nie tylko z powodu utraty nośności osi, ale także ze względu na możliwość występowania poślizgu pomiędzy kołem a osią.

Słowa kluczowe: osie pojazdów szynowych, połączenie wciskowe, koncentracja naprężeń, MES

EFFECT OF INTERFERENCE FIT BETWEEN WHEEL HUB AND AXLE SEAT OF A RAIL VEHICLE ON STRESSES IN A TRANSITION ZONE

Summary. The main goal of the study is investigation of the effect of an interference fit between the wheel hub and the axle of a rail vehicle as well as some axle dimensions on the state of stress in the transition zone in vicinity of the connection: hub wheel - axle journal. An important role in behaviour of the fatigue notch occurring there plays the interference fit. The influence on the quantitative effects of the stress-strain state is to be considered. In order to investigate this phenomenon the finite element method with use of the three-dimensional elements and the contact was applied. The problem is important because of the increasing speed of modern passenger vehicles. Additionally, a threat occurs not only because of the loss of capacity of the axle, but also because of the possibility of slip between the wheel and the axle journal.

Keywords: railway axles, interference fit, stress concentration, FEM

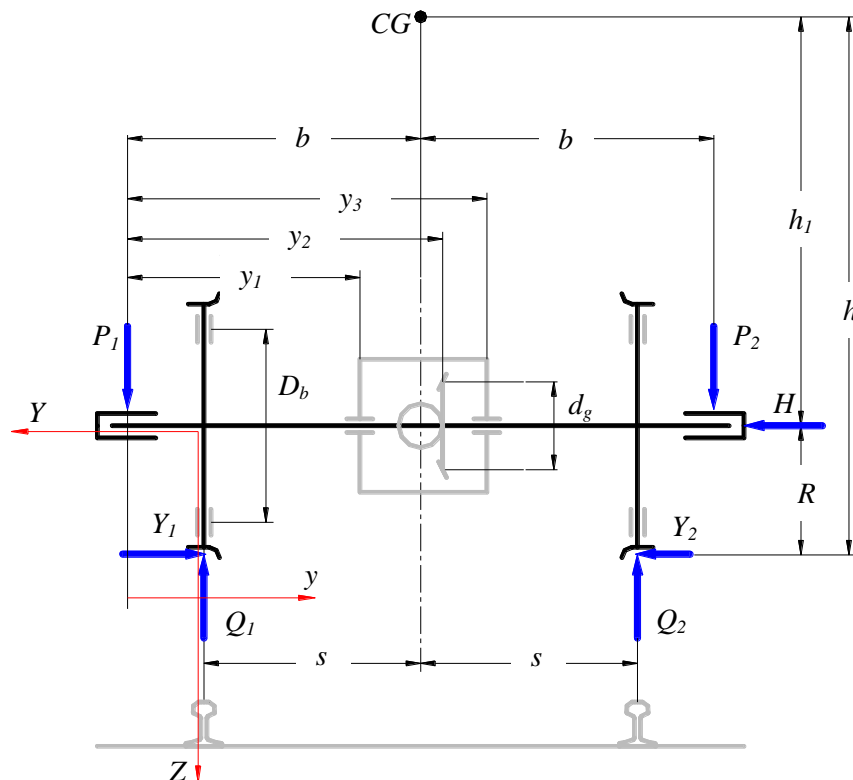
¹ Instytut Konstrukcji Maszyn, Politechnika Krakowska, ul. Warszawska 24, 31-155 Kraków, Poland, e-mail: promek@mech.pk.edu.pl.

² Instytut Konstrukcji Maszyn, Politechnika Krakowska, ul. Warszawska 24, 31-155 Kraków, Poland, e-mail: hsa@mech.pk.edu.pl.

1. WPROWADZENIE

Przedmiotem pracy jest analiza wpływu wcisku pomiędzy kołem a czopem osi wózka pojazdu szynowego pasażerskiego, a także wybranych wymiarów osi, na stan naprężeń w strefie przejściowej występującej w sąsiedztwie połączenia: piasta koła - czop osi (tzw. podpiaście). Kolejowe dokumenty normatywne dotyczące osi podają konkretne wytyczne konstrukcyjne m.in. dla ww. strefy przejściowej. Zgodnie z nimi, strefa ta powinna charakteryzować się zmianą średnicy osi z dużej na mniejszą w stosunku równym co najmniej 1.15 lub 1.12 dla stanu po renowacji, przy czym w niektórych pojazdach stosunek ten jest nawet mniejszy. Oznacza to, że istotną rolę w działaniu karbu zmęczeniowego odgrywa połączenie wciskowe i należy zbadać jego ilościowe oddziaływanie na efekty naprężeniowo-odkształceniowe. Zagadnienie jest ważne ze względu na coraz większą prędkość jazdy współczesnych pojazdów pasażerskich oraz na zagrożenie nie tylko z powodu utraty nośności wału, ale także ze względu na możliwość występowania poślizgu pomiędzy kołem a czopem osi, co przyczynia się m.in. do szkodliwego przegrzewania się osi.

Przedmiotem pracy jest analiza wytrzymałościowa osi wózka pojazdu pasażerskiego, obciążonej jak na rys. 1. W tym celu uwzględniono aktualne uregulowania normatywne dotyczące tej tematyki zgodne z Dyrektywą KE (TSI) [1] oraz normą EN 13104 [2]. Szczególną uwagę zwrócono na zagadnienie koncentracji naprężeń w przejściu z podpiaścia (czopa) koła jezdnego o średnicy $d_4 = d_5 = \text{Ø}195\text{u}6$ na część zaokrągloną promieniami R15 i R75, a potem na część walcową o średnicy $d_6 = \text{Ø}180$.



Rys. 1. Wymiary i obciążenia zestawu kołowego z napędem
Fig. 1. Wheelset with powered axle; dimensions and loadings

Zgodnie z rys. 2, w rozważanej osi przejście z czopa koła na gładką część charakteryzuje się stosunkiem średnic równym $d_5/d_6 = 195/180 = 1,083$, co jest niezgodne z wytycznymi normy [2], która wymaga, aby ten stosunek wynosił co najmniej 1.12 dla osi regenerowanej.

Niniejsze opracowanie ma na celu zbadanie, jakie skutki z punktu widzenia wytrzymałości zmęczeniowej może spowodować niespełnienie ww. warunków dla stosunku średnic d_5/d_6 .

Do analiz przyjęto następujące parametry techniczne:

- masa 1 zestawu kołowego 1526 kg,
- masa przekładni 560 kg,
- nacisk zestawu kołowego wózka 160 kN/oś,
- materiał osi: stal EA4T (25CrMo4), tab. 1.

2. KRYTERIA OCENY WYTRZYMAŁOŚCIOWEJ

Poniżej przedstawiono tabelę 1, zawierającą wartości naprężeń dopuszczalnych dla materiału osi. Naprężenia te, po uwzględnieniu odpowiedniego współczynnika bezpieczeństwa S , nie powinny być przekroczone pod wpływem obciążeń działających na oś.

Tabela 1

Wymagane współczynniki bezpieczeństwa S , naprężenia dopuszczalne σ_{lim} i inne dane materiałowe analizowanej osi pojazdu szynowego

	Nazwa	Symbol	Wartość	Źródło
	Rodzaj stali		EA4T (25CrMo4)	
Dane materiałowe ogólne	Moduł Younga	$E =$	$2,1 \times 10^5$ MPa	
	Liczba Poissona	$\nu =$	0,3	
	Gęstość	$\rho =$	$7,86 \times 10^3$ kg/m ³	
	Granica plastyczności	$R_{p02} =$	546 MPa (min. 420)	
	Wytrzymałość na rozciąganie	$R_m =$	710 MPa (650-800)	
	Odształcenie maksymalne	$A =$	20,1% (min. 18)	
Oś napędna z wtłoczonym kołem lub zębikiem przekładniowym	Wymagany współczynnik bezpieczeństwa	$S =$	1,66	[2], tab. 9
	Naprężenie dopuszczalne, strefa 1 ¹⁾	$\sigma_{lim} =$	145 MPa	
	Naprężenie dopuszczalne, strefa 2 ²⁾	$\sigma_{lim} =$	87 MPa	
Inne przypadki	Wymagany współczynnik bezpieczeństwa	$S =$	1,44	[2], tab. 9
	Naprężenie dopuszczalne, strefa 1 ¹⁾	$\sigma_{lim} =$	167 MPa	
	Naprężenie dopuszczalne, strefa 2 ²⁾	$\sigma_{lim} =$	101 MPa	
¹⁾ Oś, osadzenia łożysk ślizgowych, zaokrąglenia powierzchni przejściowych, dna rowków ²⁾ Osadzenia: kół, tarcz, łożysk tocznych, kołnierzy				

3. OBCIĄŻENIA DZIAŁAJĄCE NA OŚ

3.1. Zdefiniowanie obciążeń

Na oś działają następujące obciążenia (zgodnie z [2]):

- od mas znajdujących się w ruchu,
- od hamowania,
- od napędu.

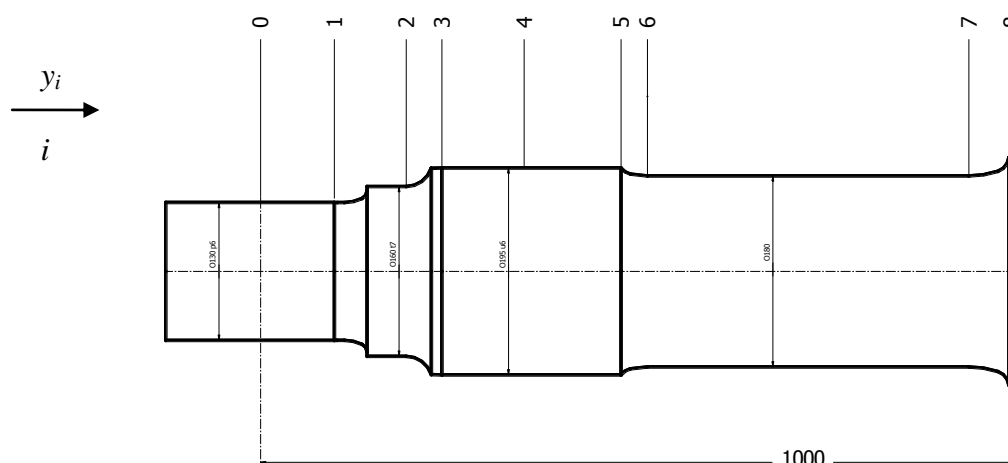
Konkretne przypadki i wzory pozwalające na obliczenie wartości liczbowych obciążeń podaje norma [2]. Schemat tych obciążeń i charakterystycznych wymiarów zestawu kołowego wraz z zaznaczonym napędem przedstawiono na rys. 1, a zestawienie wartości liczbowych wymiarów podano w tab. 2.

Na rys. 3 przedstawiono schemat dla lewej części analizowanej osi napędnej. Zawierają one numery i oraz współrzędne y_i położenia przekrojów charakterystycznych względem środka lewego czopa łożyskowego.

Tabela 2

Zestawienie podstawowych wymiarów zestawu kołowego wg rys. 1, w mm

$s = 750$	$y_1 = 788,5$	$R = 420$
$b = 1000$	$y_2 = 1141,75$	$h \approx 1620$
$D_b = 566$	$y_3 = 1216,2$	$h_1 \approx 1620 - 420 = 1200$



Rys. 2. Wymiary i numery charakterystycznych przekrojów dla lewej części osi

Fig. 2. Dimensions and numbers of characteristic cross-sections for left-hand side of axle

3.2. Obliczenie wartości liczbowych obciążeń

Zgodnie z normą [2], do obliczeń obciążeń od mas znajdujących się w ruchu należy użyć mas m_1 i m_2 , zdefiniowanych w tab. 1 i określonych w tab. 2 tej normy, a mianowicie:

- m_1 – masa pojazdu przypadająca na czopy zestawu kołowego (łącznie z masą łożysk i maźnic),
- m_2 – masa zestawu kołowego oraz dodatkowe masy nieodsprężynowane, znajdujące się na zestawie kołowym między płaszczyznami tocznymi (np. elementy napędu itp.),
- m_1+m_2 – masa pojazdu związana z rozważanym zestawem kołowym, działająca na tor.

Wobec braku dokładnych danych dotyczących obciążeń pojazdu przyjęto, że masa pojazdu przypadająca na czopy zestawu kołowego m_1 – potrzebna do obliczeń zgodnie z normą [2] – może być obliczona ze wzoru:

$$m_1 + m_2 = R_{max}/g, \quad (1)$$

gdzie:

m_2 – wyżej zdefiniowana masa zestawu kołowego wraz z dodatkowymi masami nie-odsprężynowanymi na zestawie kołowym między płaszczyznami tocznymi; w tym przypadku są to elementy przekładni zębatej i napędu; suma jest równa $1526 + 560 = 2086$ kg,

R_{max} – nacisk zestawu kołowego wózka równy wg dokumentu [3] 160 kN/oś. Na podstawie zależności (1) szukana wielkość wynosi $m_1 = R_{max}/g - m_2 = 14\,224$ kg.

Zgodnie z normą [2] (tab. 3), mamy następujące wartości sił (oznaczenia jak na rys. 1):

$$P_1 = (0,625 + 0,0875h_1/b) m_1 g = 106501 \text{ N}, \quad P_2 = (0,625 - 0,0875h_1/b) m_1 g = 67919 \text{ N},$$

$$Y_1 = 0,35 m_1 g = 48838 \text{ N}, \quad Y_2 = 0,175 m_1 g = 24419 \text{ N}, \quad H = Y_1 - Y_2 = 0,175 m_1 g = 24419 \text{ N},$$

$$Q_1 = \frac{1}{2} [P_1 (b/s + 1) - P_2 (b/s - 1) + H R/s + m_2 g] = 130001 \text{ N},$$

$$Q_2 = \frac{1}{2} [P_2 (b/s + 1) - P_1 (b/s - 1) - H R/s + m_2 g] = 64884 \text{ N}.$$

Do obciążeń wyznaczonych powyżej dochodzą siły od hamowania oraz od napędu. Dla celów niniejszej analizy zakłada się, że tarcze hamulcowe znajdują się na kołach jezdnych, a hamowanie wywołuje siły tarcia działające pionowo w dół. Dodają się one do sił P_1 i P_2 , rys. 1. Powstaje również pewien moment skręcający oś, wywołany nierównomiernością sił hamowania, np. podczas jazdy po łukach. Wartość tego momentu może być ustalona eksperymentalnie lub w przybliżeniu wg normy [2]. Obciążenie od napędu dość często jest pomijane, nie występuje ono bowiem jednocześnie z momentem skręcającym od nierównomiernego hamowania. W niniejszej analizie uwzględniono jedynie ciężar przekładni, ponieważ zwiększa on moment zginający działający w osi.

4. ANALIZA NUMERYCZNA POŁĄCZENIA WCISKOWEGO

Celem prowadzonych badań była analiza wpływu wcisku na wyężnienie w karbie tuż za odsadzeniem. W pracy rozpatrzone zostały dwa rozwiązania konstrukcyjne, różniące się średnicą osi d_6 za odsadzeniem. W wariantcie A przyjęto proporcję $d_5/d_6 = 1,083$, natomiast w wariantcie B – $d_5/d_6 = 1,134$ (d_5 – średnica czopa, na którym osadzone jest z wciskiem koło jezdne, rys. 2). Wstępne obliczenia numeryczne wykonano przy użyciu dwuwymiarowego modelu, z uwzględnieniem osiowej symetrii (rys. 3). W celu uzyskania dokładniejszego rozwiązania zastosowano elementy wyższego rzędu (elementy PLANE82 i CONTA172 programu ANSYS, [4]). W analizie numerycznej i analizie teoretycznej założono równomierny rozkład nacisków po obwodzie czopa wału. Na tym etapie rozważań pominięte zostały pozostałe obciążenia osi (momenty zginające oraz skręcające). Wykonane badania zbieżności rozwiązania wykazały pewne osobliwości w modelu numerycznym. Dotyczy to przede wszystkim końcowych stref kontaktu, w których to naprężenia kontaktowe silnie zależą od gęstości siatki i wraz ze zmniejszaniem wielkości elementów dążą do nieskończoności (rys. 3b). Jednakże wykonane obliczenia dla różnych gęstości siatki elementów skończonych wykazały brak wyraźnego wpływu tego zjawiska na wartości składowych tensora naprężeń i na naprężenia zastępcze liczone wg hipotezy Hubera-von Misesa-Hencky'ego (H-M-H) w analizowanym karbie osi.

Obliczenia teoretycznych i numerycznych nacisków kontaktowych wykonano dla maksymalnego wcisku, jaki teoretycznie może wystąpić w rozpatrywanym połączeniu. Wcisk

względny w tym przypadku wynosił $w_{wzgl} = w = 0,136\%$. Teoretyczny nacisk określono ze wzoru ([5], [6]):

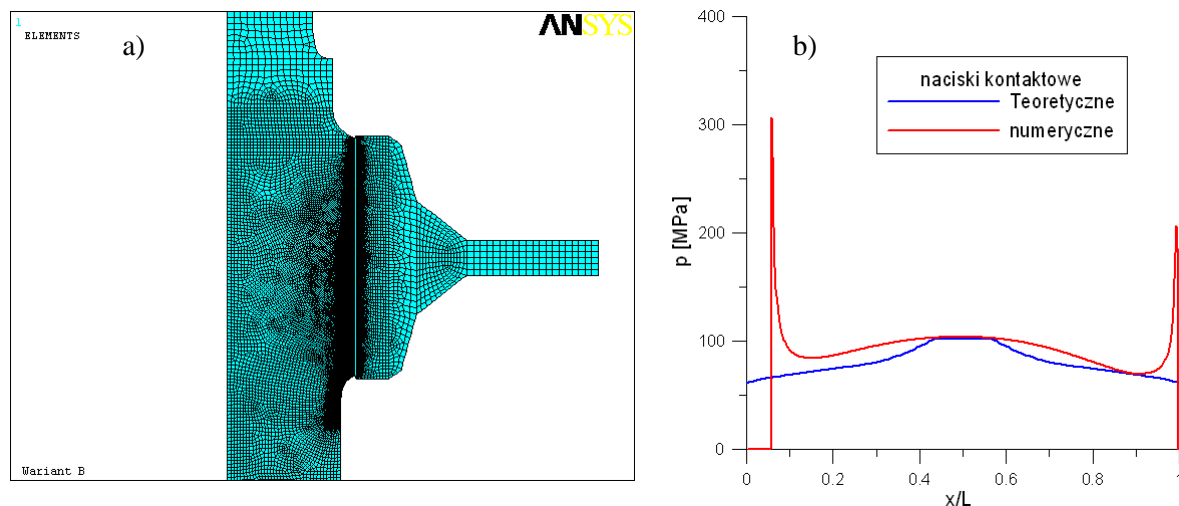
$$p = \frac{w \cdot E}{k_1 + k_2}, \quad (2)$$

gdzie:

k_1, k_2 – bezwymiarowe współczynniki zależne od geometrii elementów połączenia odkształceniowego oraz od współczynnika Poissona ν ,

E – moduł Younga.

Otrzymane wyniki przedstawiono na wykresie (rys. 3b) w odniesieniu do długości czopa L .



Rys. 3. Fragment modelu MES 2D do analizy połączenia odkształceniowego koła jezdneho z osią kolejową (a); rozkłady nacisków kontaktowych teoretycznych i obliczonych numerycznie w połączeniu odkształceniowym (b)

Fig. 3. 2D numerical model with finite element mesh (a) and distribution of theoretical and numerical contact stresses in fit press connection (b)

Zaobserwowano, że dla mniejszych proporcji średnic d_5/d_6 wpływ połączenia odkształceniowego jest bardziej niekorzystny. Skutkuje to przede wszystkim wzrostem wyężenia maksymalnego w karbie. W analizowanym przykładzie dla wariantu A wyężenie σ_{HMH} było prawie o 11% większe niż dla rozwiązania z wariantu B (szczegóły w tab. 3).

Tabela 3

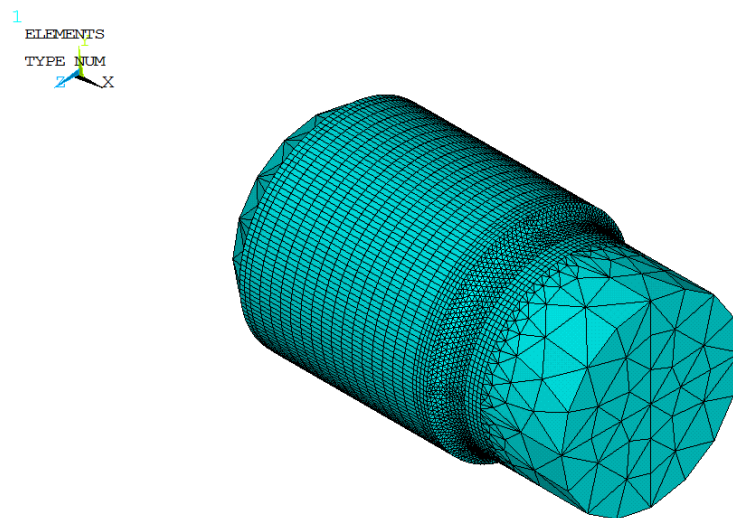
Składowe stanu napężenia oraz wyężenie w analizowanym karbie dla różnych wersji (A, B) rozwiązań konstrukcyjnych

Wariant	σ_x [MPa]	σ_y [MPa]	σ_z [MPa]	τ_{xy} [MPa]	σ_{HMH} [MPa]
A	3	38	-3	10	42
B	2	36	-2	8	38

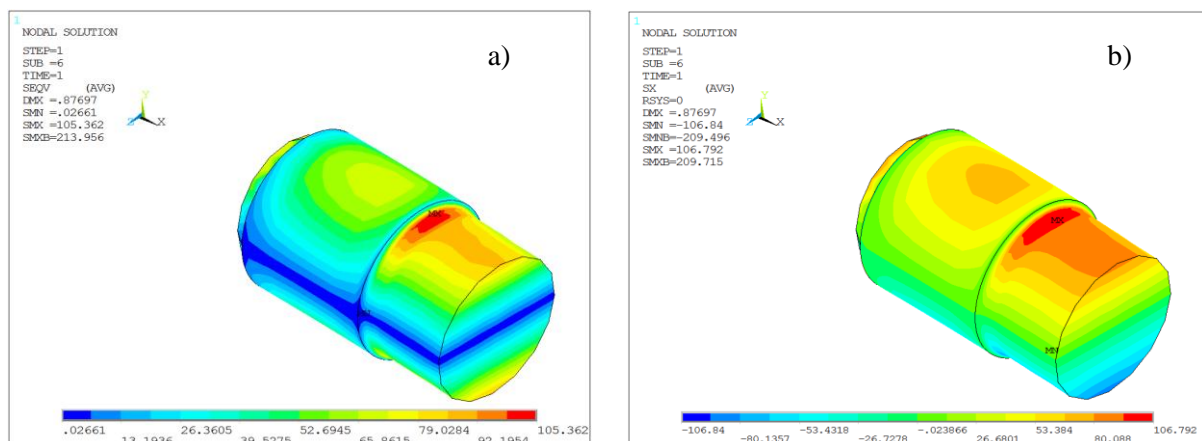
W celu uwzględnienia momentów zginających na wyężenie wykonane zostały obliczenia 3D przy użyciu elementów bryłowych (SOLID95), kontaktowych (CONTA174 i TARGE170) oraz belkowych (BEAM4). Zamodelowany fragment osi zestawu kołowego uwzględniał szczegółowo odwzorowaną geometrię czopa współpracującego z piastą koła jezdneho oraz najbardziej wyężony obszar osi w karbie tuż za czopem współpracującym z kołem jezdnym. Siatkę elementów skończonych przedstawiono na rys. 4. W celu uzyskania dokładniejszego rozwiązania silnie zagęszczona została siatka elementów skończonych

w obszarze, w którym występuje największe wyężenie. Ze względu na nieregularny rozkład nacisków kontaktowych pomiędzy piastą koła jezdnego a czopem osi, również w obszarze kontaktu odpowiednio zagęszczono siatkę. W pozostałym obszarze zastosowano siatkę nieregularną z elementami skończonymi o większych wymiarach. Model został uzupełniony o uproszczony model bryłowy koła jezdnego. W celu skrócenia czasu obliczeń numerycznych pozostałe fragmenty osi zamodelowano za pomocą elementów belkowych (BEAM4).

Decydujący wpływ na wyężenie w karbie osi mają efekty giętnie. W modelu numerycznym, którego rozwiązania przedstawiono na rys. 5, nie uwzględniono wpływu koła jezdnego, a więc również nacisków między kołem a czopem osi. Dla rozwiązania konstrukcyjnego A naprężenia nominalne od zginania wyniosły $\sigma_x = 87$ MPa. Podobne naprężenie uzyskano w modelu numerycznym w pewnej odległości od karbu geometrycznego. Maksymalne naprężenie od zginania w karbie wyniosło natomiast $\sigma_{x \max} = 107$ MPa (rys. 5b). Numerycznie wyznaczony współczynnik koncentracji naprężeń dla rozwiązania konstrukcyjnego A wyniósł więc $K_{MES} = 1,23$ (mniej niż podaje norma [2]).

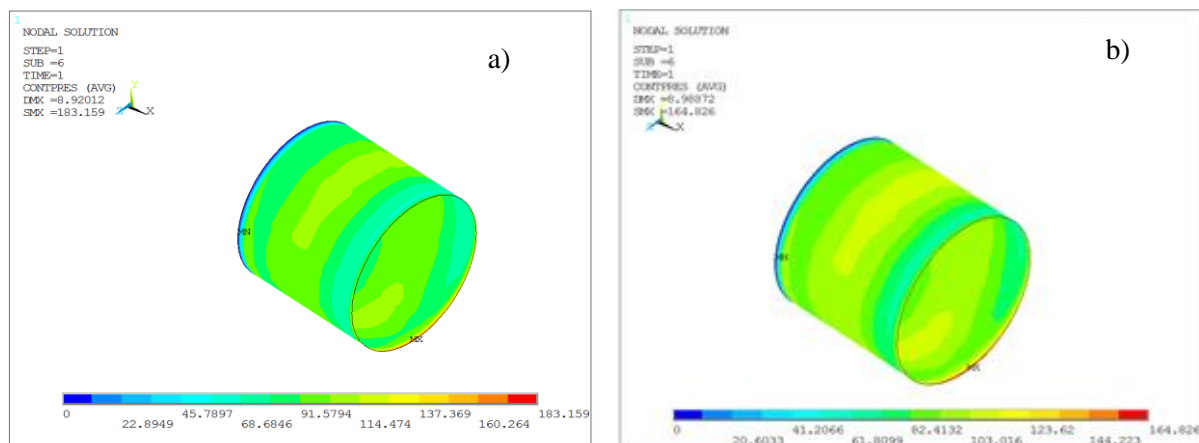


Rys. 4. Siatka elementów skończonych dla modelu fragmentu osi zestawu kolejowego
Fig. 4. Numerical FEM model of part of investigated axle of wheelset



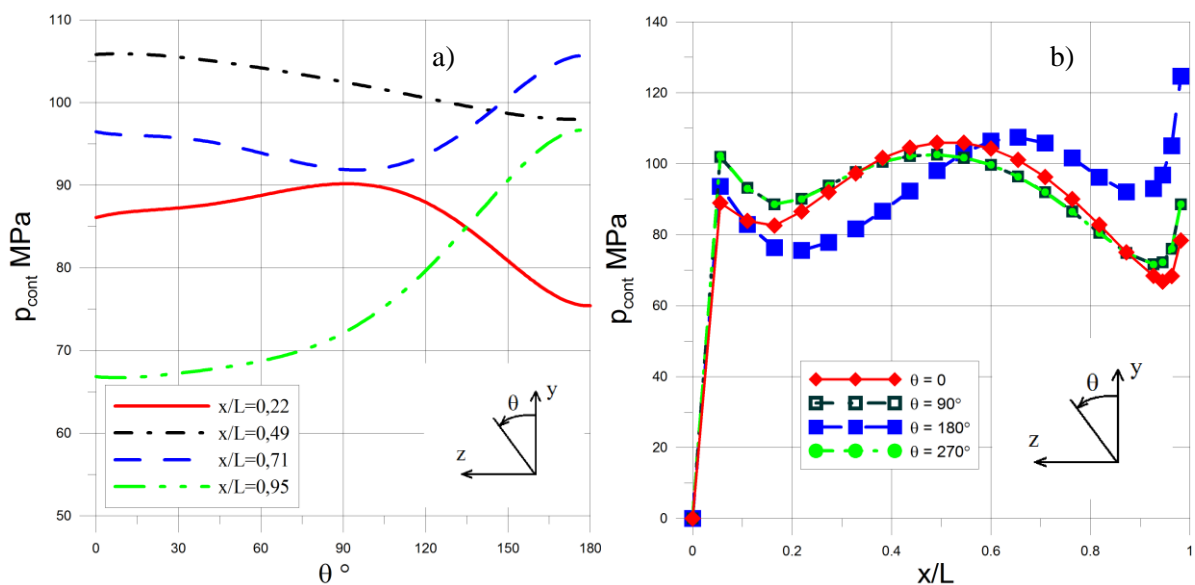
Rys. 5. Wyężenie H-M-H w karbie osi (a) oraz naprężenia σ_x wywołane zginaniem osi (b), wariant A
Fig. 5. Equivalent von Mises stress (a) and bending stress σ_x (b) caused by bending of axle, version A

Obliczenia wykonano również z uwzględnieniem nacisków kontaktowych pochodzących od połączenia odkształceniowego koła jezdnego z czopem osi zestawu kołowego oraz z uwzględnieniem zginania (rys. 6). Podobnie jak w modelu 2D, w obliczeniach tych przyjęto maksymalny i stały po obwodzie czopa wcisk względny $w_{wzgl} = 0,136\%$. Ze względu na występujące deformacje otrzymano nieregularne rozkłady nacisków kontaktowych zarówno po obwodzie (rys. 7a), jak i po długości połączenia odkształceniowego (rys. 7b). Na granicy obszaru kontaktu można zaobserwować duży gradient nacisków. Jednakże uzyskane wartości na granicy kontaktu związane są z karbem geometrycznym, jakim jest koniec obszaru kontaktu. Dodatkowo silnie zależą one od gęstości siatki elementów skończonych. Z tego powodu za maksymalne naprężenia kontaktowe można uznać te, które występują w okolicach centralnej części połączenia odkształceniowego, czyli dla $x/L \in (0,4; 0,7)$.



Rys. 6. Warstwy naprężeń kontaktowych w połączeniu odkształceniowym koła jezdnego z czopem osi: a) rozwiązanie dla wariantu A, b) rozwiązanie dla wariantu B

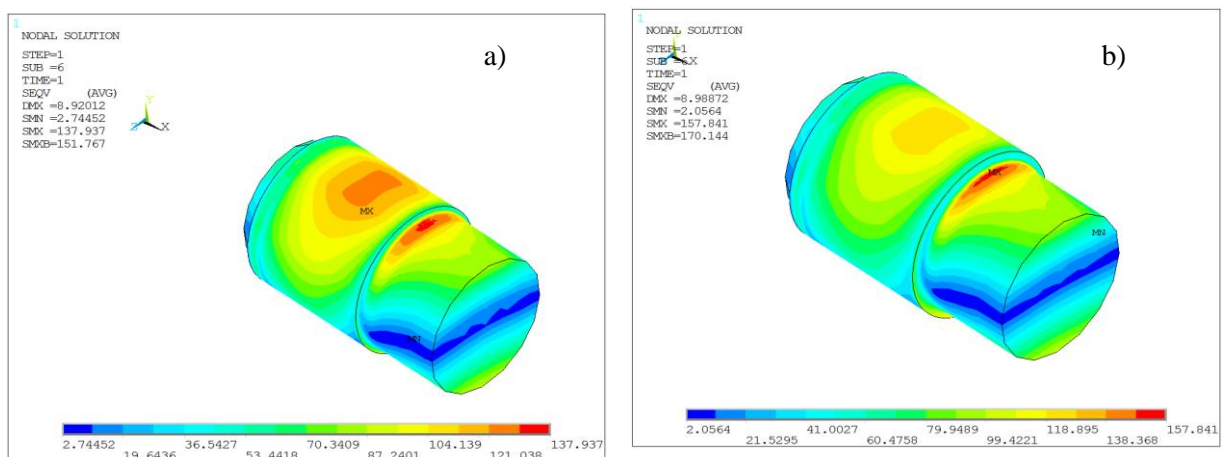
Fig. 6. Distribution of contact pressure in fit connection of wheel with axle: a) solution for version A, b) solution for version B



Rys. 7. Rozkłady naprężeń kontaktowych po obwodzie czopa (a) oraz wzdłuż czopa (b), wariant B

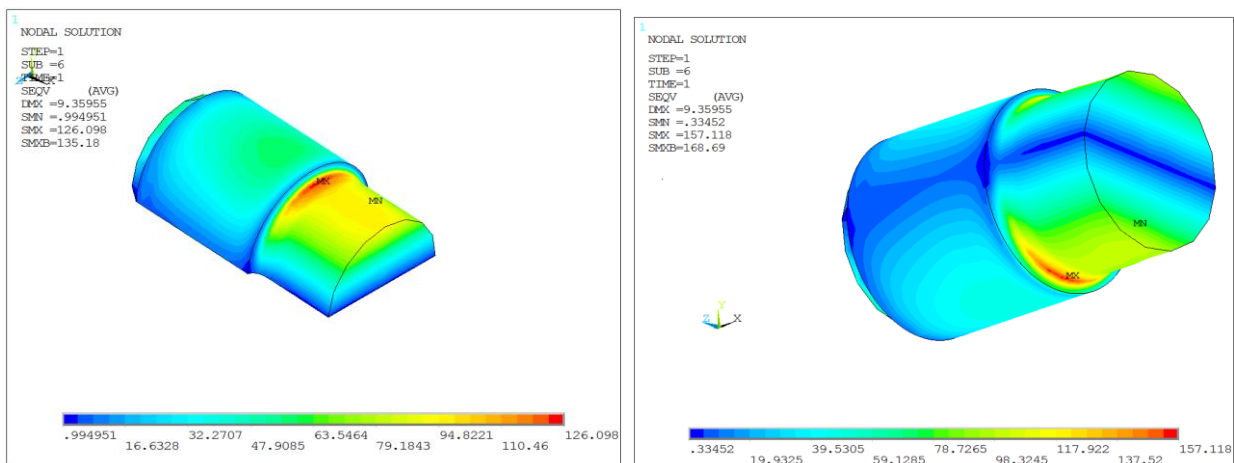
Fig. 7. Distribution of contact pressure: a) along circumference of journal, b) along its axis, version B

Maksymalne wyężenie osi wystąpiło w karbie tuż za połączeniem odkształceniowym koła jezdniego i czopa osi (rys. 8). W analizowanym przykładzie oraz dla wcisku względnego $w_{wzgl} = 0,136\%$ jego ekstremalna wartość w rozwiązaniu konstrukcyjnym B wyniosła $\sigma_{HMH} = 158$ MPa. Decydujący wpływ na wartość tego wyężenia miały naprężenia normalne wywołane zginaniem osi. Jednakże pominięcie wpływu nacisków kontaktowych wywołanych połączeniem odkształceniowym prowadzi do zniżenia poziomu wyężenia maksymalnego w analizowanym karbie (w wariancie A dla modelu z wciskiem $\sigma_{HMH} = 134$ MPa, natomiast dla modelu bez połączenia odkształceniowego $\sigma_{HMH} = 106$ MPa). Zjawisko to można również zaobserwować, porównując rozwiązania dla wcisku $w_{wzgl} = 0,136\%$ (rys. 8) oraz dla wcisku $w \approx 0$ (rys. 9). Należy również zauważyć, że znacząco zmieniają się zarówno warstwy wyężenia w obszarze kontaktu, jak i ich wartości maksymalne.



Rys. 8. Wyężenie H-M-H w rozpatrywanym fragmencie osi zestawu kołowego, wcisk względny $w_{wzgl} = 0,136\%$: a) rozwiązanie dla wariantu A, b) rozwiązanie dla wariantu B

Fig. 8. Distribution of equivalent von Mises stress in investigated axle, relative fit $w_{wzgl} = 0,136\%$: a) solution for version A, b) for version B



Rys. 9. Wyężenie H-M-H w rozpatrywanym fragmencie osi zestawu kołowego przy wcisku $w \approx 0$, rozwiązanie dla wariantu B

Fig. 9. Distribution of equivalent von Mises stress in investigated axle for fit $w \approx 0$, version B

Przedstawione rozkłady naprężeń σ_{HMH} (rys. 8) dotyczą przypadku z maksymalnym wciskiem na całej powierzchni połączenia. Jest to najbardziej niekorzystny przypadek, w którym wyężenie osiąga swoją maksymalną wartość. Zmniejszenie wcisku do minimalnej wartości $w_{\text{wzgl}} = 0,102\%$ skutkuje niewielkim zmniejszeniem wyężenia w karbie (o ok. 5%), tab. 4.

Tabela 4

Wpływ wcisku na wyężenie σ_{HMH} w karbie osi

Wcisk względny [%]	σ_{HMH} [MPa]		Wariant konstrukcyjny
	Strona rozciągana $\theta = 0^\circ$	Strona ściskana $\theta = 180^\circ$	
0,136	157,8	137,6	B
0,102	150,4	138,8	B
0,00026	126,1	157,1	B
0,136	134,0	128,3	A

Należy zauważyć, że wraz ze zmniejszaniem wcisku odciażana jest strefa karbu, w której występują naprężenia rozciągające od zginania ($\theta = 0$). Zbyt duże zmniejszenie wcisku prowadzi jednak do powstania lokalnych koncentracji naprężeń w strefie, która podlega ściskaniu ($\theta = 180^\circ$), oraz do wzrostu wyężenia w strefie, która podlega ściskaniu na skutek efektów giętnych. Zjawisko to związane jest z kształtem deformacji połączenia spowodowanej momentami zginającymi.

5. PODSUMOWANIE

W celu szczegółowej analizy zjawisk występujących w badanym połączeniu odkształceniowym oraz ich wpływu na wyężenie w karbach osi niezbędna jest analiza z uwzględnieniem modelu trójwymiarowego. W analizowanym przykładzie na skutek deformacji giętej naprężenia kontaktowe w obszarze współpracy koła jezdnego z czopem osi zmieniały się w zakresie od 60 MPa do prawie 120 MPa dla wcisku względnego $w_{\text{wzgl}} = 0,136\%$. Zaobserwowano również wyraźny wpływ wcisku na poziom wyężenia w karbie tuż za połączeniem odkształceniowym. Zaobserwowano, że zwiększenie proporcji średnic d_5/d_6 skutkuje zmniejszeniem naprężeń σ_{HMH} w najbardziej wyężonym karbie osi. Jednakże należy zauważyć, że decydujący wpływ na poziom wyężenia mają efekty giętne. Podsumowując, zwiększenie średnicy osi za karbem (wariant A - $d_5/d_6 = 1,083$), pomimo niekorzystnego wpływu połączenia wciskowego na dystrybucję naprężeń w karbie, pozwoliło na zmniejszenie maksymalnego wyężenia z wartości $\sigma_{\text{HMH}} = 158$ MPa do poziomu $\sigma_{\text{HMH}} = 134$ MPa dla wariantu B. Należy również zauważyć, że w przypadku A wyężenie po obu stronach osi (strefy rozciągana i ściskana) jest bardziej równomierne niż dla wariantu B.

Na koniec należy zauważyć, że otrzymane dla analizowanego przykładu wartości naprężeń po pomnożeniu przez współczynnik bezpieczeństwa S przekraczają wartości naprężeń dopuszczalnych podane w tabeli 1. Oznacza to konieczność zastosowania materiału o lepszych parametrach wytrzymałościowych, jak w [7], albo obniżenie obciążeń działających na oś.

Bibliografia

1. DECYZJA KOMISJI (KE) z dnia 28 lipca 2006 r., dotycząca technicznej specyfikacji dla interoperacyjności (TSI) odnoszącej się do podsystemu „tabor kolejowy – wagony towarowe” transeuropejskiego systemu kolei konwencjonalnych C(2006)3345, 2006/861/WE.
2. EN 13104:2009+A1. Railway applications – Wheelsets and bogies – Powered axles – Design method.
3. Sanecki H.: Badania wytrzymałościowe pojazdu pasażerskiego – spalinowego zespołu trakcyjnego 220M. Zestaw wymagań dotyczących badań wytrzymałościowych wózków, maj 2010, s. 22.
4. Łaczek S.: Modelowanie i analiza konstrukcji w systemie MES ANSYS v. 11. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2011.
5. Krukowski A., Tutaj J.: Połączenia odkształceniowe. PWN, Warszawa 1987.
6. Ryś J., Romanowicz P.: Analiza nośności walcowego połączenia wciskowego koła zębatego o zębach skośnych. Czasopismo Techniczne, 1-M/2010, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, 2010, s. 131-141.
7. Mancini G., Corbizi A. et al: Design of railway axle in compliance with the European Norms: high strength alloyed steels compared to standard steels.